

A1

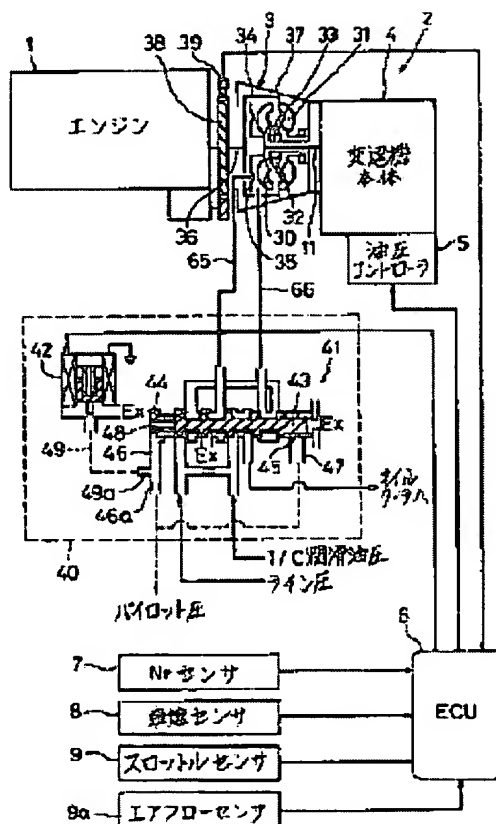
## SHIFT CONTROLLER FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

**Patent number:** JP8145157  
**Publication date:** 1996-06-04  
**Inventor:** MARUYAMA IKUO; ITO MASAHIDE; FURUICHI YOICHI; KATAYAMA NOBUYUKI; TAKUMA HIROSHI; NAGAYOSHI YOSHIMASA; AO KAZUO  
**Applicant:** MITSUBISHI MOTORS CORP  
**Classification:**  
 - international: F16H61/04  
 - european:  
**Application number:** JP19940283619 19941117  
**Priority number(s):**

## Abstract of JP8145157

**PURPOSE:** To quickly change speeds by setting hydraulic oil supplied for starting to be supplied to a second friction engaging element when feedback control is started during speed changing based on total torque so as to perform feedback control well.

**CONSTITUTION:** During speed changing, immediately before starting of feedback control, engine torque is calculated by means of the input information of an air flow sensor 9a, based on this turbine torque is calculated from the input information of turbine and engine speed sensors 7 and 39 and inertial torque is calculated from all inertial moments of a torque converter 3 based on the input information of a car speed sensor 8. Then, from a map indication a relationship between the sum of turbine and inertial torque determined by experiment, etc., and stored beforehand in ECU 6, a reference duty rate and a duty learning value for properly correcting the reference duty rate are set. From the reference duty rate and the duty rate learning value, a feedback control duty rate relating to hydraulic oil supplied for starting to be supplied to a second friction engaging element is calculated.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 6 H 61/04

// F 1 6 H 59:14

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願平6-283619

(22) 出願日 平成6年(1994)11月17日

(71) 出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 発明者 圓山 育男

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車  
工業株式会社内

(72) 発明者 伊藤 昌秀

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車  
工業株式会社内

(72) 発明者 古市 曜一

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車  
工業株式会社内

(74) 代理人 弁理士 長門 侃二

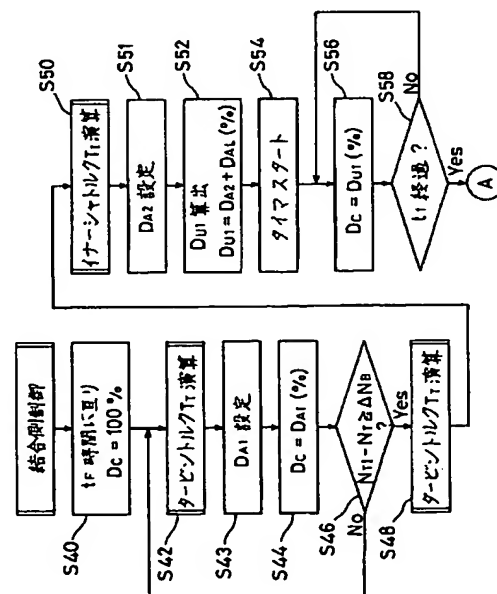
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機の変速制御装置

(57) 【要約】

【目的】 車両の自動変速機のアップシフトがいかなる車速において実施された場合であっても、シフトモードやロックアップクラッチの断接にかかわらず、シフトフィーリングを悪化させることなく迅速かつスムーズに変速が達成されるように図る。

【構成】 流体継手と、第一摩擦係合要素への油圧を解放して係合を解除する一方、第二摩擦係合要素に油圧を供給してこれを係合させて第一変速段から第二変速段への変速を行う歯車変速機構とを有する自動変速機にあって、変速時には第二摩擦係合要素への供給油圧をフィードバック制御する変速制御装置において、供給油圧設定手段は、フィードバック制御開始直前にトルク検出手段(S48, S50)で検出された流体継手の出力側の総トルクに基づいて、第二摩擦係合要素に供給するフィードバック制御開始時の開始供給油圧を設定する(S51, S52)。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃エンジンの駆動力が流体継手を介して伝達される歯車変速機構を備えた自動変速機にあって、

変速時、前記歯車変速機構の第一摩擦係合要素への油圧を解放してその係合を解除する一方、第二摩擦係合要素に油圧を供給してこれを係合させることにより第一変速段から第二変速段への変速が達成可能とし、

変速中、前記第二摩擦係合要素への供給油圧をフィードバック制御する自動変速機の変速制御装置において、前記フィードバック制御開始直前に前記流体継手の出力側に作用する総トルクを検出するトルク検出手段と、前記フィードバック制御の開始時、前記第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を前記総トルクに基づいて設定する供給油圧設定手段と、を備えたことを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項2】 前記トルク検出手段は、前記流体継手の出力側の回転速度変化率と前記流体継手の慣性モーメントとから慣性トルクを算出する慣性トルク算出手段と、前記内燃エンジンの駆動トルクから前記流体継手の出力トルクを算出する出力トルク算出手段と、算出された前記慣性トルク及び前記出力トルクを加算して前記総トルクを算出する加算手段とを備えたことを特徴とする、請求項1記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項3】 前記流体継手は入力側と出力側とを結合可能なクラッチを有し、前記慣性トルク算出手段は、前記クラッチの結合により入力側と出力側とが直結した状態と前記クラッチが結合していない非直結の状態の流体継手の慣性モーメントをそれぞれ区別して前記慣性トルクを算出することを特徴とする、請求項2記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項4】 前記供給油圧設定手段は、前記フィードバック制御開始時の前記開始供給油圧を前記自動変速機の運転状態に応じて学習し最適値に補正する学習補正手段を含むことを特徴とする、請求項1乃至3のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動車等に用いられる自動変速機の変速制御装置に係り、特に、結合側の摩擦係合要素の油圧制御に関する。

## 【0002】

【従来の技術】自動車用の自動変速機では、一般にプラネタリギヤによる変速機構が用いられ、油圧式の湿式多板クラッチ等の油圧摩擦係合要素の係合あるいは解放によりサンギヤやプラネタリキャリヤ等の連結あるいは固定を行って所望の変速段を得るようにしている。また、エンジンと変速機構との間には流体継手であるトルクコンバータが介装されており、このトルクコンバータは入力側のポンプと出力側のタービンとからなり、発進時等

においてエンジンのトルクを増大させて変速機構に伝達したり、変速時や急加減速時等におけるショックを吸収するようになっている。

【0003】近年の自動変速機の変速機構では、ECU（電子制御ユニット）により油圧制御用のソレノイド弁をデューティ駆動制御するようにして、油圧摩擦係合要素の解放と結合とを行う電子制御式のものが多くなっている。このような自動変速機は、変速制御がスロットル開度と車速とをパラメータとするシフトマップに基づいて行われる。すなわち、運転状態がシフトマップ上のダウンシフトタイミングやアップシフトタイミングとなった時点で変速指令が出力され、この変速指令に応じて結合側摩擦係合要素に供給される作動油圧、あるいは解放側摩擦係合要素から排出される作動油圧を制御してギヤの組み換えを行うことになる。

【0004】この変速制御では、結合側摩擦係合要素に供給する作動油圧の初期値、すなわち開始供給油圧をエンジントルクから求められるタービントルク（ $T_T$ ）に応じて設定するようにしており、変速中にはデューティ駆動するソレノイド弁のデューティ率を最適値にフィードバック制御するようにし、速やかにその変速が達成されるよう作動油圧の適正化が図られている。このフィードバック制御では、予め設定された所定の変速時間と、予想されるタービン回転速度差とに基づいて目標タービン回転速度変化率を求め、実測により求まる実タービン回転速度変化率がこの目標タービン回転速度変化率に近づくように作動油圧を増減させるようにしている。これにより、結合側と解放側の摩擦係合要素が同時に結合したり同時に解放されたりすることなく良好に変速が達成される。

【0005】さらには、フィードバック制御の安定化をはかるため、変速開始初期の目標タービン回転速度変化率と運転状態に応じて変化する実タービン回転速度変化率との偏差に応じて開始供給油圧を学習補正するようにしている。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上述したように、変速はシフトマップに基づきスロットル開度あるいは車速の変化によって実施されるが、スロットル開度の開閉度合いによって変速が実施される車速が異なる。従って、車速が高速でも低速でも同一シフトモードの変速が実施され得ることになる。しかしながら、車速が高速の場合にはタービン回転速度も速く、低速のときに比べて変速前後におけるタービン回転速度差が大きくなっている。

【0007】特に、変速後にタービン回転速度が遅くなるアップシフト時においてこのタービン回転速度差が大きくなると、タービンや変速機構はそれぞれ慣性モーメントを有するため、これらの慣性モーメントによる慣性トルク（ $T_I$ ）が結合側摩擦係合要素の係合に大きく関

わることになる。従って、上述のようにエンジントルクに基づいたタービントルク( $T_I$ )のみによって設定される開始供給油圧だけでは結合側摩擦係合要素においてこの慣性トルク分の抑制を良好に行うことができず、実タービン回転速度変化率が目標タービン回転速度変化率から外れてしまうことになる。

【0008】さらに、ポンプとタービンとを断接するロックアップクラッチを備えたトルクコンバータでは、ロックアップクラッチの接続時つまり直結時にはタービンとポンプとを含むトルクコンバータ全体の慣性モーメントによる慣性トルク( $T_I$ )が作用することになり、タービンだけの慣性モーメントによる慣性トルク( $T_I$ )に比べてその値は大きなものとなる。このロックアップクラッチの直結状態は、変速開始後には一旦解除されるものであるが、変速開始時点では半クラッチ状態が継続されているため、ロックアップクラッチが直結した状態のもとで変速が実施されるときには、トルクコンバータ全体の慣性モーメントによる大きな慣性トルク( $T_I$ )が作用することとなり、上述のようにエンジントルクに基づいたタービントルクのみによる開始供給油圧だけでは結合側摩擦係合要素を速やかに係合させることができないことになる。従って、このような場合には、やはり、実タービン回転速度変化率は目標タービン回転速度変化率から外れてしまうことになる。

【0009】また、通常、自動変速機には、上述のようなシフトマップに基づいて変速が実施される自動変速モードの他に、スロットル開度あるいは車速にかかわらず運転者の意思で変速可能な手動変速モード(マニュアルシフトモード)が設けられている。このマニュアルシフトモードでは、変速が行われる車速の制限はなく、上記の自動変速モードの場合に比べてその範囲は広いものとなっている。従って、同一シフト内容の変速であっても通常の自動変速モードでの変速時の車速よりも高車速で変速を行うことも考えられ、この場合には、タービンの回転速度がかなり大きくなり、これに応じて慣性トルク( $T_I$ )も大きくなり、エンジントルクに基づいたタービントルクのみによる開始供給油圧だけでは実タービン回転速度変化率は上記の自動変速モードのときよりもさらに大きく目標タービン回転速度変化率から外れてしまう。

【0010】このようにタービンの回転速度が大きくなり実タービン回転速度変化率が目標タービン回転速度変化率から大きく外れると、解放側摩擦係合要素の解放に対し結合側摩擦係合要素の係合が遅れることになる。このような係合遅れが起こると、タービン回転速度が急激に上昇して吹き上がる所謂ランナップが発生し、シフトフィーリングが悪化することになる。

【0011】本発明は、上述した事情に基づいてなされたもので、その目的とするところは、シフトモード選択やロックアップクラッチの断接にかかわらず、アップシ

フトがいかなる車速において実施された場合でも、その変速が、シフトフィーリングを悪化させることなく迅速かつスムーズに達成可能な自動変速機の変速制御装置を提供することにある。

【0012】

【課題を解決するための手段及び作用】上述の目的を達成するため、請求項1の発明では、内燃エンジンの駆動力が流体継手を介して伝達される歯車変速機構を備えた自動変速機にあって、変速時、前記歯車変速機構の第一摩擦係合要素への油圧を解放してその係合を解除する一方、第二摩擦係合要素に油圧を供給してこれを係合させることにより第一変速段から第二変速段への変速が達成可能とし、変速中、前記第二摩擦係合要素への供給油圧をフィードバック制御する自動変速機の変速制御装置において、前記フィードバック制御開始直前に前記流体継手の出力側に作用する総トルクを検出するトルク検出手段と、前記フィードバック制御の開始時、前記第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を前記総トルクに基づいて設定する供給油圧設定手段とを備えたことを特徴とする。

【0013】これにより、フィードバック制御開始時には、流体継手の出力側に作用する総トルクの大きさに応じた開始供給油圧が好適に結合側の第二摩擦係合要素に供給されることになり、フィードバック制御が良好に行われて変速が速やかに実施される。また、請求項2の発明では、前記トルク検出手段は、前記流体継手の出力側の回転速度変化率と前記流体継手の慣性モーメントとから慣性トルクを算出する慣性トルク算出手段と、前記内燃エンジンの駆動トルクから前記流体継手の出力トルクを算出する出力トルク算出手段と、算出された前記慣性トルク及び前記出力トルクを加算して前記総トルクを算出する加算手段とを備えたことを特徴とする。

【0014】これにより、流体継手の出力側の回転速度変化率と流体継手の慣性モーメントとから慣性トルクが算出され、内燃エンジンの駆動トルクから流体継手の出力トルクが算出され、流体継手の出力側に作用する総トルクは、この慣性トルクと出力トルクとの和によって容易に求められる。また、請求項3の発明では、前記流体継手は入力側と出力側とを結合可能なクラッチを有し、前記慣性トルク算出手段は、前記クラッチの結合により入力側と出力側とが直結した状態と前記クラッチが結合していない非直結の状態の流体継手の慣性モーメントをそれぞれ区別して前記慣性トルクを算出することを特徴とする。

【0015】これにより、流体継手の入力側と出力側とを結合するクラッチが直結状態にあるときと非直結状態にあるときのそれぞれの慣性トルクが別個に求められ、クラッチの結合状態毎にその慣性トルクに応じた開始供給油圧がそれぞれ設定される。さらに、請求項4の発明では、前記供給油圧設定手段は、前記フィードバック制

御開始時の前記開始供給油圧を前記自動変速機の運転状態に応じて学習し最適値に補正する学習補正手段を含むことを特徴とする。

【0016】これにより、フィードバック制御開始時の開始供給油圧は、自動変速機の運転状態に応じて学習されて最適値に補正され、より良好なフィードバック制御が実施される。

【0017】

【実施例】以下、図面を参照して、本発明の一実施例を詳細に説明する。図1には、本発明に係る変速制御装置を適用した乗用車のパワープラントの概略構成を示してある。同図において、エンジン1の後端には自動変速機2が接続されており、エンジン1の駆動力は自動変速機2を介して駆動輪（図示せず）に伝達される。自動変速機2は、トルクコンバータ3、変速機本体4、油圧コントローラ5から構成されており、車室内等に設置された自動変速機制御用のECU（電子制御ユニット）6により駆動制御される。変速機本体4は複数組のプラネタリギヤの他、油圧クラッチや油圧ブレーキ等の油圧摩擦係合要素を内蔵している。また、油圧コントローラ5には、一体に形成された油圧回路の他、ECU6によってデューティ駆動される複数のソレノイド弁（後述の図4には第2ソレノイド弁71だけを例示してある）が収納されている。尚、このソレノイド弁は、後述する複数の摩擦係合要素毎にそれぞれ設けられている。

【0018】また、自動変速機2には運転モードを切り換える切換レバー（図示せず）が装着されており、運転者がこの切換レバーを操作することにより、パーキングレンジ、走行レンジ（例えば、1速段～4速段）、ニュートラルレンジ及び後退レンジ等の変速レンジの選択を手動で行えるようになっている。この走行レンジには自動変速モードと手動変速モード（マニュアルシフトモード）の2つの変速モードがあり、自動変速モードが選択された場合には、変速は、後述するスロットル開度 $\theta_{TH}$ と車速 $V$ とに基づき予め設定されたシフトマップ（図示せず）に従って自動的に実施される一方、マニュアルシフトモードが選択された場合には、変速段はこのシフトマップにかかわらず選択された変速段に固定される。

【0019】ECU6は、図示しない入出力装置、多数の制御プログラムを内蔵した記憶装置（不揮発性RAM、ROM、等）、中央処理装置（CPU）、タイマカウンタ等を備えており、その入力側には、トルクコンバータ3のタービン30のタービン回転速度 $NT$ を検出する $NT$ センサ7、車速 $V$ を検出する車速センサ8、図示しないスロットルバルブの開度 $\theta_{TH}$ を検出するスロットルセンサ9、エンジン1の吸入空気量を検出するエアフローセンサ9a、フライホイールのリングギヤ38の回転からエンジン回転速度 $NE$ を検出する電磁ピックアップ式の $NE$ センサ39等が接続されている。一方、出力側には、前述の油圧コントローラ5に収納された複数の

ソレノイド弁が接続されている。尚、ECU6にはこれらのセンサの他、変速レンジの切換え位置を検出するインヒビタスイッチ、スロットルバルブの閉鎖状態を検出するアイドルスイッチ等、種々のセンサやスイッチ類が接続されている。

【0020】トルクコンバータ3は、ハウジング37、ケーシング34、ポンプ31、ステータ32、タービン30等を含む流体継手から構成されており、ポンプ31はケーシング34を介して入力軸たる駆動軸36に連結されている。また、ステータ32はワンウェイクラッチ33を介してハウジング37に連結され、タービン30は出力軸たる変速機本体4のインプットシャフト11に連結されている。更に、トルクコンバータ3内には、ケーシング34とタービン30との間に湿式単板型のダンパクラッチ（ロックアップクラッチ）35が介装され、このダンパクラッチ35の係合により駆動軸36とインプットシャフト11とが直結可能となっている。ダンパクラッチ35は、油路65、66を介して、油圧コントローラ5内のダンパクラッチ油圧制御回路40から供給される作動油により駆動される。

【0021】ダンパクラッチ油圧制御回路40の中心をなすダンパクラッチコントロールバルブ41は、ダンパクラッチ35への供給油圧を制御するスプール弁43、該スプール弁43の両端に位置する左端室44と右端室45、両室44、45にパイロット圧を導入する油路46、47、スプール弁43を図中右方向に付勢するスプリング48及び常閉型のダンパクラッチソレノイド弁42等から構成されている。左端室44側への油路46は分岐油路49を介してソレノイド弁42に接続されており、ソレノイド弁42が閉鎖状態（すなわちOFF位置）の場合には、左端室44と右端室45とのパイロット圧が均衡して、スプリング48に付勢されたスプール弁43が図中右方向に移動する。また、ソレノイド弁42が開放状態（すなわちON位置）の場合には、左端室44内のパイロット圧が抜かれ、右端室45側のパイロット圧に付勢されることによりスプール弁43が図中左方向に移動する。尚、油路46、分岐油路49にはそれぞれオリフィス46a、49aが形成されており、パイロット圧の急激な変動が防止される。

【0022】スプール弁43が右方向に移動すると、油路65を介してケーシング34とダンパクラッチ35との間にトルクコンバータ潤滑油圧（リリース圧）が供給され、同時に油路66を介してケーシング34から作動油が排出される。すると、後述する図14のトルクコンバータ3の模式図で示すように、ダンパクラッチ35が解放状態（非直結状態）となり、駆動軸36の回転はポンプ31の吐出圧でタービン30が回転させられることによってインプットシャフト11に伝達される。一方、スプール弁43が左方向に移動すると、油路65を介してケーシング34とダンパクラッチ35との間の作動油

が排出され、同時に油路66を介してケーシング34内にコントロールバルブ41の調圧に基づくアプライ圧が供給される。すると、後述する図15の模式図で示すように、ダンパクラッチ35が結合状態（完全直結状態）となり、駆動軸36の回転は直接インプットシャフト11に伝達されるようになる。

【0023】このように、ダンパクラッチ35の断接は、スプール弁43の位置すなわち左端室44と右端室45とに供給されるパイロット圧の圧力差より決定され、この圧力差はソレノイド弁42をデューティ駆動することにより制御される。例えば、ECU6がソレノイド弁42を100%のデューティ率で駆動すると、左端室44内のパイロット圧が分岐油路49、ソレノイド弁42を介してほぼ完全に排出され、スプール弁43は左端に移動し、上述したアプライ圧の作用によりダンパクラッチ35が完全直結状態となる。また、ソレノイド弁42を0%のデューティ率で駆動すると（すなわち、全く駆動させなければ）、左端室44と右端室45内のパイロット圧が均衡するためスプリング48に付勢されてスプール43は右端に移動し、上述したリリース圧の作用によりダンパクラッチ35が非直結状態となる。そして、所定のデューティ率（例えば、25〜35%）で駆動すれば、低いアプライ圧状態を作り出すことができ、ダンパクラッチ35は半クラッチ状態となる。尚、コントロールバルブ41の出力圧であるリリース圧及びアプライ圧の入力圧には、後述するレギュレータ弁により調圧されたライン圧が使用される。

【0024】通常、ECU6は変速制御中である場合を除き、図2に示したマップに基づいて、ダンパクラッチ35の駆動制御を行う。このマップにおいて、横軸はタービン回転速度NTであり、縦軸はスロットル開度 $\theta_{TH}$ である。同図に示したように、タービン回転速度NTが比較的高く、かつスロットル開度 $\theta_{TH}$ がパワーオンラインLP0より大きいパワーオン状態の場合は、殆どの領域が完全直結域となり、ダンパクラッチ35は完全直結制御される。すなわち、前述したようにコントロールバルブ41からケーシング34内にアプライ圧が供給される一方、ダンパクラッチ35とケーシング34との間からリリース圧が排出され、ダンパクラッチ35が結合する。尚、パワーオンラインLP0上では、理論的にはエンジン回転速度NEとタービン回転速度NTとが一致し、加速も減速も行われない。但し、実際にはエンジン出力のばらつきにより、若干は加速されたり、減速されたりすることがある。

【0025】また、スロットル開度 $\theta_{TH}$ がパワーオンラインLP0より小さいパワーオフ状態の場合は、タービン回転速度NTがアイドル回転速度より若干高い領域（本実施例では、1200rpm）以上で全て減速直結域となる。減速直結域においては、ダンパクラッチ35には必要最小限のアプライ圧が供給され半クラッチ状態とな

り、エンジン1と変速機本体4とが所定のスリップ量をもってダンパクラッチ35を介して直結される。そして、急制動時等にはダンパクラッチ35がすばやく解除されエンジンストールが回避できる。尚、この減速直結時には、エンジン1の回転を維持しながら燃料供給を停止することもできるため、燃費の向上には多大な効果を奏する。

【0026】図3は、前進4段、後進1段が達成可能な自動変速機本体4内のギヤトレーンを示した概略図である。この図において、タービン30にはインプットシャフト11が接続されており、このインプットシャフト11には、変速機構10として、第1、第2プラネタリギヤ12、13の他、第1プラネタリギヤ12のサンギヤ14をインプットシャフト11に結合する第1クラッチ15、第2プラネタリギヤ13のピニオンキャリア16をインプットシャフト11に結合する第2クラッチ17、第2プラネタリギヤ13のサンギヤ18をインプットシャフト11に結合する第3クラッチ19が保持されている。また、変速機本体4のケーシング20には、第1プラネタリギヤ12のインターナルギヤ21を固定し、反力要素となる第1ブレーキ22と、第2プラネタリギヤ13のサンギヤ18を固定し、反力要素となる第2ブレーキ23とが取り付けられている。インプットシャフト11の回転は、第1プラネタリギヤ12のピニオンキャリア24、ピニオンキャリア24に連結されたドライブギヤ26及びドリブンギヤ27を介してカウンタシャフト28に伝達され、更にデファレンシャルキャリア29に伝達される。

【0027】尚、第1プラネタリギヤ12のインターナルギヤ21と第2プラネタリギヤ13のピニオンキャリア16、第1プラネタリギヤ12のピニオンキャリア24と第2プラネタリギヤ13のインターナルギヤ25はそれぞれ結合されており、それらは一体に回転する。図4は摩擦係合要素の油圧制御回路の一部を示し、該油圧回路は、摩擦係合要素、例えば第2クラッチ17への油圧の給排を制御するソレノイド弁、例えば第2ソレノイド弁71を備えている。この第2ソレノイド弁71は、常閉型の2位置切換弁で、3箇所にポート71a、71b、71cを有している。

【0028】第1ポート71aには、オイルパン68から作動油を汲み上げるオイルポンプ69に延びる第1油路60が接続されており、この第1油路60には、調圧弁（レギュレータ弁）70が介在され、所定圧に調圧された作動油圧（ライン圧）がソレノイド弁や前述したコントロールバルブ41等に供給されている。また、第2ポート71bには、第2クラッチ17に延びる第2油路61が、第3ポート71cには、オイルパン68へ作動油を排出する第3油路62がそれぞれ接続されており、第2油路61には、アキュムレータ73が介在されている。



【0029】第2ソレノイド弁71は、ECU6に電氣的に接続されており、ECU6からの駆動信号により、デューティ制御が実行される。そして、ソレノイド71eが消勢されている場合には、弁体71fは、リターンスプリング71gに押圧されて第1ポート71aと第2ポート71bの連通を遮断するとともに、第2ポート71bと第3ポート71cを連通させる。一方、ソレノイド71eが付勢されている場合には、弁体71fは、リターンスプリング71gに抗してリフトし、第1ポート71aと第2ポート71bを連通させるとともに、第2

ポート71bと第3ポート71cとの連通を遮断する。【0030】ECU6からソレノイド弁、例えば第2ソレノイド弁71に供給されるデューティ率が100%の場合には、摩擦係合要素、例えば第2クラッチ17に供給される作動油圧は調圧弁70により調圧されたライン圧となる。一方、デューティ率の減少に応じて第2クラッチ17に供給される油圧は小になり、デューティ率0%の場合には、弁体71fはリターンスプリング71gにより第1ポート71aと第2ポート71bとの連通を遮断するとともに、第2ポート71bと第3ポート71

cとを連通させ、第2クラッチ17から作動油を排出することになる。【0031】図5は、第2クラッチ17の断面詳細を示している。この第2クラッチ17は、多数の摩擦係合板50を備えている。これら摩擦係合板50は、インプットシャフト11と一体に回転するクラッチプレート50aと、ピニオンキャリア16と一体に回転するクラッチディスク50bとから構成されている。この第2クラッチ17の結合時には、第2ソレノイド弁71によって油圧制御された作動油が、第1油路61からポート51を介して第2クラッチ17に供給され、ピストン52が往動して各摩擦係合板50のクラッチプレート50aとク\*

\*ラッチディスク50bとが結合する。一方、解放時には、リターンスプリング53によりピストン52が押し戻されることにより、作動油がポート51、第一油路61、第2ソレノイド弁71、第2油路62を介して排出され、クラッチプレート50aとクラッチディスク50bとの摩擦係合は解放される。

【0032】この第2クラッチ17のクラッチプレート50aとクラッチディスク50bとの間には、解放時において引きずり現象が発生することなく、完全に解放状態になるように、充分なクリアランス（ガタ）が設けられている。従って、結合時にあっては、クラッチプレート50aとクラッチディスク50bとが結合状態に入る前に、先ず、該クリアランス（ガタ）を略ゼロにし、無効ストロークを解消するための所謂ガタ詰め操作が実施される。

【0033】尚、第1クラッチ15、第2ブレーキ23等については、第2クラッチ17と略同一の構成であるから、それらの説明は省略する。以上のような構成の変速機本体4を持つ自動変速機2では、切換レバーが走行レンジの自動変速モードに選択されて走行しているとき、前述したように車速センサ7で検出される車速V及びスロットルセンサ8で検出されるスロットル開度 $\theta_{TH}$ に応じて上述の第1～第3クラッチ15、17、19及び第1～第2ブレーキ22、23等の摩擦係合要素が、各々に設定されたソレノイド弁によってデューティ駆動制御され、表1に示すような結合あるいは解放の組み合わせにより、自動的に各変速段が確立されるようになっている。表1の○印が各クラッチあるいは各ブレーキの結合を示している。

【0034】

【表1】

変速段	摩擦係合要素				
	第1クラッチ15	第2クラッチ17	第3クラッチ19	第1ブレーキ22	第2ブレーキ23
1速段	○			○	
2速段	○				○
3速段	○	○			
4速段		○			○
後退レンジ			○	○	

【0035】変速時においては、所定のデューティ率に設定された駆動信号が所定の出力パターンで油圧コントローラ5の各ソレノイド弁に供給され、シフトフィーリ

ングの良い最適な変速制御が実行される。図6乃至図12は、パワーオンアップシフト時にECU6が実行するアップシフト変速制御を示すフローチャートであり、ま

た、図13は、これらのフローチャートの解放側制御及び結合側制御に基づく、タービン回転速度NT、解放側摩擦係合要素のソレノイド弁への供給信号デューティ率DR、結合側摩擦係合要素のソレノイド弁への供給信号デューティ率DC及び解放側と結合側の摩擦係合要素に供給される油圧の時間変化を示したグラフであり、以下アップシフト変速制御を図6乃至図13に基づいて説明する。

【0036】尚、アップシフト時の結合側摩擦係合要素（第二摩擦係合要素）とは、表1から明らかなように、1速段から2速段への1-2アップシフトに関しては第2ブレーキ23を、2速段から3速段への2-3アップシフトに関しては第2クラッチ17を、3速段から4速段への3-4アップシフトに関しては第2ブレーキ23をそれぞれ示し、解放側摩擦係合要素（第一摩擦係合要素）とは、1-2アップシフトに関しては第1ブレーキ22を、2-3アップシフトに関しては第2ブレーキ23を、3-4アップシフトに関しては第1クラッチ15をそれぞれ示す。

【0037】図6は、例えば2速段（第一変速段）から3速段（第二変速段）へのパワーオンアップシフト時の主制御であるアップシフト制御ルーチンを示しており、以下この2-3アップシフトを例に説明する。先ず、ステップS10において、2速段から3速段への変速指令（SS）が出力されたとき（以下、SS時点という）にダンパクラッチ35が直結状態にあるか否かを、ECU6からダンパクラッチソレノイド弁42に供給されるデューティ率が所定の値DDC（例えば、60%）以上であるか否かによって判別する。判別結果がYes（肯定）であり、デューティ率がDDC（60%）以上でダンパクラッチ35が直結状態と判定された場合には、次にステップS12に進み、ダンパクラッチ35が直結状態にあることをフラグF(DC)に値1を設定して記憶する。一方、判別結果がNo（否定）であり、デューティ率がDDC（60%）より小さくダンパクラッチ35が非直結状態と判定された場合には、次にステップS13に進み、ダンパクラッチ35が直結状態になく非直結状態であることをフラグF(DC)に値0を設定して記憶する。ステップS12またはステップS13においてフラグF(DC)にそれぞれ値を設定したら、次にステップS14に進む。

【0038】尚、ステップS10において、ダンパクラッチ35が直結状態か否かを、タービン30とポンプ31とのスリップ量、つまりエンジン1側のポンプ31の回転速度NEとタービン30の回転速度NTとの回転速度差（NE-NT）が所定値 $\Delta$ NET（例えば、6rpm）以下であるかで判別するようにしてもよい。ステップS14では、摩擦係合要素の解放側のデューティ率DRを制御する解放側制御を実施する。この解放側制御では、図7のサブルーチンが実行される。

【0039】図7では、先ず、SS時点で2速段から3

速段への変速指令（SS）が出力され、2-3アップシフトが開始されてから、所定時間 $t_s$ が経過したか否かを判別する（ステップS30）。この所定時間 $t_s$ は、図13に示すように、結合側の第2クラッチ（第二摩擦係合要素）17へ油圧を供給しガタ詰め操作を行うガタ詰め時間 $t_F$ 及びガタ詰め時間 $t_F$ が経過した後述する油圧再供給が開始されるまでの時間 $t_c$ の和（ $t_F + t_c$ ）と解放側の第2ブレーキ（第一摩擦係合要素）23からの油圧解放時間 $t_R$ との差（ $t_s = t_F + t_c - t_R$ ）として設定される。この所定時間 $t_s$ の値は、油圧解放時間 $t_R$ 、ガタ詰め時間 $t_F$ が後述する学習により補正されることから、これらの補正に伴って変化する。

【0040】ステップS30の判別結果がNo（否定）で未だ所定時間 $t_s$ が経過していないと判定される場合には、ステップS38に進んでデューティ率DRを100%に保持し、作動油圧をレギュレータ弁70からのライン圧として、図6のステップS16に進む。一方、ステップS30の判別結果がYes（肯定）の場合には、次のステップS32に進んで再結合制御を実行する。

【0041】ステップS32の再結合制御では、一旦解放を開始した後、再び解放側の第2ブレーキ23に油圧を供給する油圧再供給を実施する。アップシフトにおいては、図13に示すように、解放側の第2ブレーキ23のソレノイド弁に供給されるデューティ率が0%にされて油圧が解放された後、解放側の第2ブレーキ23と結合側の第2クラッチ17とが共に係合されずタービン30が空転状態となり、エンジン1の回転に呼応してこのタービン30が吹き上がる可能性がある（図13中にYで示す）。

【0042】このようにタービン30が吹き上がると、結合側の第2クラッチ17が係合する際にショックが発生し、シフトフィーリングが悪化する。そこで、タービン30が吹き上がり、タービン回転速度NTが変速前の2変段でのタービン30の同期回転速度NTIを越えたことが確認されたら、第2ブレーキ23に100%のデューティ率の油圧を所定時間に亘り再び供給するようにしている。このように、再結合制御によりデューティ率DRが制御され、油圧再供給が実施されると、第2ブレーキ23が所定時間だけ再び係合し、図13に示すように、解放側の作動油圧が所定時間に亘り増加し、タービン30の吹き上がり量が十分に抑止される。そして、タービン30の吹き上がり量が小さくなり、タービン回転速度差（NT-NTI）が所定値以下になると、最終的にデューティ率DRは再び0%に戻されることになるが、ここでは、再結合制御の詳細については説明を省略する。尚、上述の同期回転速度NTIは、自動変速機2の出力軸回転速度Noに変速前における変速段（ここでは2変段）のギヤ比を乗算して演算されるものである。

【0043】ステップS34では、ステップS32の再



結合制御の実行により油圧再供給が実施されたか否かを、油圧再供給の実施完了後に値1が設定されるフラグF(BB)の値によって判別する。解放制御開始直後においてはタービン30の吹き上がりはなく、再結合制御による油圧再供給がすぐに実施されるようなことはないため、この場合には、フラグF(BB)の値は1ではなく(値0)判別結果はN(否定)であり、次にステップS36に進むことになる。

【0044】ステップS36では、デューティ率DRを0%に設定して第2ブレーキ23から油圧の解放を行い、ステップS16に進む。ステップS30の判別により所定時間 $t_s$ が経過したと判定された直後においては、このステップS36の実行により油圧の解放が開始されることになる。油圧の解放が開始されると、図13に示すように100%に設定されていたデューティ率DRがECU6からの指令を受けて0%となりソレノイド弁が消勢されることになるが、このとき、作動油圧は同図に示す解放側の油圧線図のように減少し始める。

【0045】一方、ステップS34の判別結果がYes(肯定)であり、フラグF(BB)が値1で上述の再結合制御において油圧再供給が実施されたと判定された場合には、第2ブレーキ23のソレノイド弁に供給するデューティ率DRは再結合制御に従うことになり、ここでは何もせずにステップS16に進む。尚、値1に設定されたフラグF(BB)は、後述するように、この2-3アップシフトが終了すると再び値0にリセットされる。

【0046】図6のステップS16においては、結合側のデューティ率DCを制御する結合側制御が実行される。結合側制御では、図8及び図9のフローチャートに基づいて制御が実施される。図8のステップS40では、図13に示すように、SS時点でECU6から変速指令(SS)が出力されると、まず、クラッチプレート50aとクラッチディスク50b間のクリアランス(ガタ)を詰めるために、前述したように所定のガタ詰め時間 $t_F$ だけガタ詰め操作を行う。このガタ詰め操作は、第2クラッチ17の無効ストロークを解消するためのものであることから、その動作が最も速くなるようデューティ率DCは100%に設定され、第2クラッチ17には、ライン圧の作動油が供給される。これにより、結合側の油圧は、同図の油圧線図に示すように徐々に増加することになる。このガタ詰め時間 $t_F$ は、学習によって補正されるものであり、その学習については後述する。ガタ詰め時間 $t_F$ が経過したら、次にステップS42を実行する。

【0047】ステップS42では、エンジン1からタービン30に伝達されるタービントルク $T_T$ の演算を行う(出力トルク検出手段)。このタービントルク $T_T$ を求めることにより、ガタ詰め時間 $t_F$ 経過後において結合側の第2クラッチ17に供給すべき油圧を設定することができる。このタービントルク $T_T$ の演算では、図10

のフローチャートで示すサブルーチンを実行する。

【0048】図10のステップS90では、まず、現在のA/N(一吸気行程当たりの吸気量)を読み込む。このA/Nは、エアフローセンサ9aからの入力情報に基づいて算出される。そして、次のステップS92において、現在のタービン回転速度NTとエンジン回転速度NEとをそれぞれNTセンサ7とNEセンサ39からの入力情報に基づいて読み込む。

【0049】ステップS94では、ステップS90で読み込んだ現在のA/Nからエンジン1が出力するエンジントルクTEを算出する。このエンジントルクTEは次式(A1)で示すようにA/Nの関数で表される。

$$TE = f(A/N) \quad \cdots (A1)$$

尚、ここでは、エンジントルクTEを求めるためにA/Nを用いるようにしたが、A/Nの代わりにスロットルセンサ9によって検出されるスロットル開度 $\theta_{TH}$ とエンジン回転速度NE等を用い、これらの値に基づいてエンジントルクTEを求めるようにしてもよい。

【0050】次のステップS96では、ステップS92で読み込んだ現在のタービン回転速度NTとエンジン回転速度NEとからスリップ率eを次式(A2)から算出する。

$$e = NT / NE \quad \cdots (A2)$$

そして、次のステップS98において、このスリップ率eに基づき、次式(A3)からエンジントルクTEとタービントルク $T_T$ とのトルク比tを算出する。

$$t = f(e) \quad \cdots (A3)$$

最後に、ステップS100において、トルク比tとエンジントルクTEとに基づいて次式(A4)からタービントルク $T_T$ を算出する。

$$T_T = t \times TE \quad \cdots (A4)$$

以上のようにしてタービントルク $T_T$ を求めたら、次にステップS43に進む。

【0052】このステップS43は、ガタ詰め時間 $t_F$ 経過後に第2クラッチ17の第2ソレノイド弁71に出力するデューティ率DCを初期デューティ率DA1に設定するステップである。この初期デューティ率DA1は、実験等によって予めECU6に記憶されたタービントルク $T_T$ と初期デューティ率DA1との関係を示すマップ(図示せず)に基づいて設定される。このマップによりタービントルク $T_T$ に応じた初期デューティ率DA1が設定されたら、次にステップS44に進む。

【0053】ステップS44では、結合側の第2クラッチ17に供給する油圧のデューティ率DCを上述のようにして求めた初期デューティ率DA1とする。これにより、第2クラッチ17には、タービントルク $T_T$ に応じた油圧、つまり、第2クラッチ17のクラッチプレート50aとクラッチディスク50bとの回転速度差を速やかに低減させるのに十分な油圧が供給されることになる。そして、クラッチプレート50aとクラッチディスク

10

20

30

40

50

ク50bとの係合が開始され、それらの回転速度差が低減され始めると、図13に示すように、タービン30の回転速度NTが2速段での同期回転速度NTIから3速段での同期回転速度NTJに向けて低下し始める。

【0054】ステップS46では、このように低下し始めたタービン回転速度NTと2速段での同期回転速度NTIとの偏差(NTI-NT)が所定値 $\Delta NB$ (例えば、50rpm)以上になったか否かが判別される。判別結果がNo(否定)で偏差(NTI-NT)が所定値 $\Delta NB$ に満たない場合には、ステップS42に戻ってタービントルク $T_T$ の演算を行い、ステップS43を経てステップS44においてデューティ率DCをデューティ率DA1に保持し続ける。一方、ステップS46の判別結果がYes(肯定)で偏差(NTI-NT)が所定値 $\Delta NB$ 以上である場合には、次にステップS48に進む。尚、この偏差(NTI-NT)が所定値 $\Delta NB$ に達した時点を図13に示すように便宜上SB時点とする。

【0055】ステップS48乃至ステップS60はフィードバック制御を実施するための準備期間である。先ず、ステップS48では、改めてタービントルク $T_T$ の演算を実施し、次のステップS50に進む。この演算は前述した図10のフローチャートに沿って行われ、その算出方法については前述した通りであり、ここでは説明を省略する。

【0056】ステップS50では、タービン30等に作用する慣性トルク(以下、イナーシャトルクという) $T_I$ を演算する(慣性トルク算出手段)。このイナーシャトルク $T_I$ の演算では、図11のフローチャートに示されるようなサブルーチンを実行する。図11のステップS110では、SB時点でのタービン30の角速度 $\omega_T$ の変化率、つまりタービン角速度変化率 $\omega_T'$ を次式(B1)から算出する。

$$\omega_T' = 2\pi \times NT'(V_{SB}) \quad \dots(B1)$$

ここに、 $NT'(V_{SB})$ はSB時点での車速 $V_{SB}$ の一次関数で表される開始目標タービン回転速度変化率である。その関係は実験等により設定され、ECU6に予めマップとして記憶されている。従って、ここでは、車速センサ8によって検出されたSB時点の車速 $V_{SB}$ に対応する開始目標タービン回転速度変化率 $NT'(V_{SB})$ を読み出して使用することになる。尚、アップシフトにおいては、この開始目標タービン回転速度変化率 $NT'(V_{SB})$ は負の値である。

【0058】次にステップS112において、ダンパクラッチ35が直結状態にあるか非直結状態にあるかを、前述したフラグF(DC)が値1であるか否かで判別する。判別結果がNo(否定)でダンパクラッチ35が非直結状態の場合には、次にステップS114に進む。一方、判別結果がYes(肯定)でダンパクラッチ35が直結状態の場合には、次にステップS116に進む。

【0059】ステップS114及びステップS116

は、ともにイナーシャトルク $T_I$ を算出するためのタービン30等の慣性モーメント $I_T$ を設定するステップである。図14及び図15は、前述したように、エンジン1に駆動軸36を介して接続されたトルクコンバータ3を模式的に示した図であるが、図14は、ステップS112の判別結果がNo(否定)の場合、つまり、タービン30に取付けられたダンパクラッチ35がケーシング34から離れ、タービン30とポンプ31とが流体継手となった非直結の状態を示している。この場合には、同図に示すように、イナーシャトルク $T_I$ にかかわる慣性モーメント $I_T$ は、斜線で示した部分、つまりタービン30、ダンパクラッチ35及びインプットシャフト11の慣性モーメント $I_a$ となる。従って、ステップS114において慣性モーメント $I_T$ を慣性モーメント $I_a$ に設定する。

【0060】一方、図15は、ステップS112の判別結果がYes(肯定)の場合、つまり、ダンパクラッチ35がケーシング34に圧接された直結状態を示している。このように、直結状態では、イナーシャトルク $T_I$ に関わる慣性モーメント $I_T$ は、同図に斜線で示したように、駆動軸36、インプットシャフト11を含むトルクコンバータ3全ての慣性モーメント $I_b$ となる。従って、ステップS116において慣性モーメント $I_T$ を慣性モーメント $I_b$ に設定し、上記慣性モーメント $I_a$ とは区別する( $I_b > I_a$ )。これらの慣性モーメント $I_a$ や慣性モーメント $I_b$ は自動変速機2の機種毎に予め設定されている。

【0061】ステップS118では、上述のようにして設定した慣性モーメント $I_T$ と式(B1)から求めた $\omega_T'$ とからイナーシャトルク $T_I$ を次式(B2)により算出する。

$$T_I = I_T \times \omega_T' \quad \dots(B2)$$

ここに、イナーシャトルク $T_I$ の値は、 $I_b > I_a$ であることから、慣性モーメント $I_T$ が $I_a$ である場合よりも $I_b$ である場合の方が大きくなる。

【0062】以上のようにしてタービントルク $T_T$ とイナーシャトルク $T_I$ とが算出されたら、次に図8に戻りステップS51において、フィードバック制御開始時の基準デューティ率DA2を設定する。この基準デューティ率DA2は、実験等により決定され、予め加算手段として機能するECU6に記憶されたタービントルク $T_T$ 及びイナーシャトルク $T_I$ とのトルク和( $T_T + T_I$ )とデューティ率DA2との関係を示すマップ(図示せず)に基づいて設定される。このマップにより基準デューティ率DA2が設定されたら、次にステップS52に進む。

【0063】ステップS52では、基準デューティ率DA2とデューティ率学習値DALとに基づき、開始供給油圧に係るフィードバック制御デューティ率DU1を次式(C1)から算出する(供給油圧設定手段)。

$$DU1 = DA2 + DAL \quad \dots(C1)$$

ここに、デューティ率学習値DALはフィードバック制御開始時における基準デューティ率DA2を適正値に補正する値であり、後述するように、学習により設定補正される。

【0064】次のステップS54では、ECU6はSB時点に達してからの経過時間を計時するタイマカウンタをスタートさせ、ステップS56では、結合側のデューティ率DCを上記のように設定したフィードバック制御デューティ率DU1とする。次のステップS58では、SB時点から、すなわちフィードバック制御開始デューティ率DU1が出力されてから所定時間 $t_1$ が経過したか否かが判別される。後述するデューティ率学習値DALの学習を行うにあたっては、このフィードバック制御開始時のタービン回転速度変化率 $NT'$ の実測値であるタービン回転速度変化率 $NTA'$ を求める必要があるが、この所定時間 $t_1$ の間はタービン回転速度NTが減少し始めた直後でありタービン回転速度変化率 $NTA'$ が一定でない不安定期間とみなせるため、この間はタービン回転速度変化率 $NT'$ の実測を行わずに待機する。

【0065】ステップS58の判別結果がNo（否定）で所定時間 $t_1$ が未だ経過していない場合には、ステップS56に戻り、ステップS52で設定した当初のフィードバック制御デューティ率DU1を出力し続ける。一方、ステップS58の判別結果がYes（肯定）で所定時間 $t_1$ が経過したと判定された場合には、図9のステップS60に進む。

【0066】ステップS60では、所定時間 $t_1$ 経過時点からタイマカウンタにより計時される経過時間がさらに所定時間 $t_2$ 経過した時点までの間のタービン回転速度NTの変化率、すなわち前述のタービン回転速度変化率 $NTA'$ をNTセンサ7により検出されるタービン回転速度NTの実測値に基づいて算出する。このタービン回転速度変化率 $NTA'$ は、例えば、所定時間 $t_2$ 経過時点のタービン回転速度NT2と所定時間 $t_1$ 経過時点のタービン回転速度NT1の差を所定時間 $t_2$ と所定時間 $t_1$ との差で除して求める。そして、このようにして求められたタービン回転速度変化率 $NTA'$ は、後述するデューティ率学習値DALの学習時において使用される。

【0067】次のステップS62以降は、フィードバック制御を実施するステップであり、まず、ステップS62では、ステップS56の場合と同様にして結合側のデューティ率DCを改めてフィードバック制御デューティ率DU1に設定する。次のステップS64では、現在の車速Vを車速センサ8からの入力信号に基づいて算出する。そして、ステップS66において、目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ を求める。この目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ は、前述した開始目標タービン回転速度変化率 $NT'(V_{SB})$ と同様に、車速Vの一次関数で表されるものであり、この目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ と車速Vとの関係は、変速が所定の変速時間 $t_{SFT}$ （例えば、

0.7sec)で完了すべく実験等により設定され、予めECU6にマップとして記憶されている。従って、ここでは、このマップから現在の車速Vに対応する目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ を読み取る。アップシフト時には、目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ は負の値で示され、この値は車速Vが大きくなるほど負の方向に増加し、その変化勾配が大きくなる。

【0068】次のステップS68は、変速が終了に近づいたか否かを判別するステップであり、タービン回転速度NTと変速後の3速段での同期回転速度NTJとの差 $(NT-NTJ)$ が所定値 $\Delta NC$ 以下であるか否かが判別される。判別結果がNo（否定）の場合には、未だ変速は終了に近づいていないと判定でき、この場合には、次にステップS69に進む。

【0069】ステップS69では、現在のタービン速度変化率 $NT'$ をタービン速度NTの実測値に基づき算出する。この算出方法としては、前述のタービン速度変化率 $NTA'$ の場合と同様に、所定の時間内におけるタービン速度NTの変化量から求める。そして、ステップS70において、その現在のタービン速度変化率 $NT'$ が、ステップS66において求めた目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ の負側の所定の許容値 $X1$ （例えば、3REV/S<sup>2</sup>）の範囲以下であるか否かが判別される。ステップS70の判別結果がYes（肯定）で現在のタービン速度変化率 $NT'$ が目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ の所定の許容値 $X1$ の範囲以下の場合には、第2クラッチ17に供給する作動油圧が高く係合が速すぎると判定でき、このときには、次のステップS72において、フィードバック制御デューティ率DU1を所定の修正値 $\alpha$ だけ小さくする $(DU1=DU1-\alpha)$ 。これにより、第2クラッチ17に供給される作動油圧が減少し、現在のタービン速度変化率 $NT'$ が目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ に近づくことになる。一方、ステップS70の判別結果がNo（否定）で現在のタービン速度変化率 $NT'$ が目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ の負側の所定の許容値 $X1$ の範囲より大きい場合には、次にステップS74に進む。

【0070】ステップS74では、今度は、現在のタービン速度変化率 $NT'$ が目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ の正側の所定の許容値 $X1$ の（例えば、3REV/S<sup>2</sup>）の範囲以上であるか否かが判別される。判別結果がYes（肯定）で現在のタービン速度変化率 $NT'$ が目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ の所定の許容値 $X1$ の範囲以上の場合には、第2クラッチ17に供給する作動油圧が低く係合が遅いと判定でき、次のステップS72において、フィードバック制御デューティ率DU1を所定の修正値 $\alpha$ だけ大きくする $(DU1=DU1+\alpha)$ 。一方、ステップS74の判別結果がNo（否定）で現在のタービン速度変化率 $NT'$ が目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ の正側の所定の許容値 $X1$ の範囲より小さい場合には、次にステップS78に進む。

【0071】ステップS78では、ステップS70とステップS74の双方の判別結果により、現在のタービン速度変化率 $NT'$ が、負側と正側の所定の許容値 $X1$ の範囲内にあり、目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ にほぼ等しい値と判定できることから、フィードバック制御デューティ率 $DU1$ を修正しない( $DU1=DU1$ )。ステップS72、ステップS76あるいはステップS78を実行したら、ステップS62に戻り、デューティ率 $DC$ に修正したフィードバック制御デューティ率 $DU1$ を再設定する。この $DU1$ の再設定は、ステップS68での判別結果が $No$ (否定)でタービン回転速度 $NT$ と変速後の3速段での同期回転速度 $NTJ$ との差( $NT-NTJ$ )が所定値 $\Delta NC$ より大きい値である限り繰り返し実施され、これによりフィードバックが行われる。

【0072】フィードバック制御が進行し、ステップS68の判別結果が $Yes$ (肯定)でタービン回転速度 $N$ と変速後の3速段でのタービン回転速度 $NTJ$ との差( $NT-NTJ$ )が所定値 $\Delta NC$ 以下となったら、変速が終了に近づいたと判定でき、この場合には、次にステップS80に進む。尚、このタービン回転速度 $NT$ と変速後の3速段でのタービン回転速度 $NTJ$ との差( $NT-NTJ$ )が所定値 $\Delta NC$ 以下となった時点を図13に示すように $FF$ 時点とする。

【0073】ステップS80では、 $FF$ 時点以降において出力するデューティ率 $DU2$ を次式(C2)から算出する。  
 $DU2=DU1+\Delta DE \quad \dots(C2)$

ここに、 $\Delta DE$ は予め設定された所定値であり、例えば4.0%である。そして、次のステップS82において、結合側のデューティ率 $DC$ を所定時間 $tH$ に亘りデューティ率 $DU2$ とする。このように、変速の終了間際においてフィードバック制御デューティ率 $DU1$ から所定値 $\Delta DE$ だけ高くしたデューティ率 $DU2$ にすることにより、所定時間 $tH$ が経過した $SF$ 時点においてデューティ率 $DC$ を100%にしたときに発生するシフトショックを削減することができる。

【0074】この所定時間 $tH$ が経過し変速終了時点( $SF$ 時点)となったら、最後にステップS84においてデューティ率 $DC$ を100%にする。これにより、第2クラッチ17は完全に係合することになり、一連の2-3アップシフトは終了する。以上のように、結合側制御が実施されてデューティ率 $DC$ のフィードバック制御が行われることにより、常時監視される現在のタービン速度変化率 $NT'$ が目標タービン速度変化率 $NT'(V)$ から外れるような場合でも、デューティ率 $DC$ を決定するフィードバック制御デューティ率 $DU1$ が修正され、結合側の第2クラッチ17に供給される作動油圧が適正に加減制御され、良好かつ速やかな変速が達成される。

【0075】結合側制御を実行したら、図6のアップシフト制御のルーチンに戻り、ステップS17を実行する。ステップS17では、アップシフトが終了したか否

か(タービン回転速度 $NT$ が3速段での同期回転速度 $NTJ$ に到達したか否か)を判別する。判別結果が $No$ (否定)でアップシフトが未だ終了していない場合には解放側制御及び結合側制御を継続する。一方、判別結果が $Yes$ (肯定)でアップシフトが終了したと判定された場合には、次にステップS18に進む。

【0076】ステップS18乃至ステップS22は各種の学習、つまりガタ詰め時間 $t_F$ 、油圧解放時間 $t_R$ 及びデューティ率学習値 $DAL$ の学習を行うステップである。前述したように、第2クラッチ17の結合遅れによりタービン30が吹き上がると、再結合制御により油圧再供給が実施されることになるが、このとき、出力軸トルク $T$ が急激に上昇し、このトルク $T$ が大きく変動することがある。これは、回転速度の上昇したタービン30とともに空転状態にあるプラネタリギヤ等が、第2ブレーキ23の再係合によって急激に出力軸に連結されることによって起こるものであり、この変動によって乗員は車両が急に前方に押されるようなショックを感じるようになる。

【0077】このようなショックを発生する油圧再供給を極力実施しないようにするためには、結合側の第2クラッチ17の結合と解放側の第2ブレーキの解放との組み合わせのタイミングを最適にすればよい。そこで、この最適タイミングを得るために、上述した結合側のガタ詰め時間 $t_F$ と解放側の油圧解放時間 $t_R$ とを所定の学習により最適値に補正するようにしている。以下、これらのガタ詰め時間 $t_F$ と油圧解放時間 $t_R$ について説明する。

【0078】まず、ステップS18において、ガタ詰め時間 $t_F$ の学習を実行する。油圧再供給は、油圧再供給が実施されるか否か、すなわち、タービン30の回転速度 $NT$ が同期回転速度 $NTI$ を越えて吹き上がるか否かのタイミングで結合側の第2クラッチ17のガタ詰めが終わるようにしてやれば、その発生を無くすることができ、ひいてはこの油圧再供給によるシフトショックが抑止される。そこで、この学習では、第2クラッチ17の結合開始タイミングを支配するガタ詰め時間 $t_F$ の長さを最適値に補正するようにしている。

【0079】このガタ詰め時間 $t_F$ の補正では、例えば、本2-3アップシフトにおいて油圧再供給が実施されたときにはガタ詰め時間 $t_F$ を学習補正するが、油圧再供給が実施されることなくシフトが終了したときには、以後の2-3アップシフトが所定回数終了するまでガタ詰め時間 $t_F$ の学習を中止し、所定回数経過後は故意に油圧再供給が実施されるべくガタ詰め時間 $t_F$ を補正する( $t_F$ 値を一旦短くする)ような方法を採用している。これにより、油圧再供給が実施されるか否かの微妙なところでガタ詰め時間 $t_F$ の値が安定するため、上述したタービン回転速度 $NT$ の吹き上がりの発生する時間が略ゼロとなり、トルク変動が防止され、シフトフイ

ーリングが向上することになる。

【0080】尚、このガタ詰め時間 $t_F$ の学習は、2-3アップシフトの他に1-2、3-4アップシフト等のシフトモード毎に実行され、学習値もそれぞれのシフトモード毎に記憶されるようになっている。ガタ詰め時間 $t_F$ 学習を終了したら、次に図6のステップS20において油圧解放時間 $t_R$ 学習を実行する。この学習は、解放側の第2ブレーキ23の油圧解放開始タイミングから油圧再供給実施タイミングまでの油圧解放時間 $t_R$ を、ガタ詰め時間 $t_F$ と照らしながら、補正しようというものである。これは、すなわち、SS時点から油圧解放開始時点までの時間 $t_s$ を補正することでもある。

【0081】この油圧解放時間 $t_R$ の学習補正では、例えば、油圧再供給が一旦実施された後、ガタ詰め時間 $t_F$ の学習が進行して時間 $t_F$ が適正値になるまでの間に、第2ブレーキ23からの油圧解放開始タイミングが最適なタイミングとなるように油圧解放時間 $t_R$ の長さが補正される。その後、油圧再供給が実施されなくなれば、そのときのガタ詰め時間 $t_F$ 及び油圧解放時間 $t_R$ が最適値であるということになるから、ガタ詰め時間 $t_F$ の学習中止に合わせて油圧解放時間 $t_R$ もその学習を中止する。そして、再び油圧再供給が実施され、ガタ詰め時間 $t_F$ の学習が再開されれば、同時に油圧解放時間 $t_R$ も学習を再開する。

【0082】これらのガタ詰め時間 $t_F$ 及び油圧解放時間 $t_R$ の学習が終了したら、次にステップS22においてデューティ率学習値DALの学習を実施する（学習補正手段）。このデューティ率学習値DALの学習では、図12のフローチャートに示すようなサブルーチンを実行する。以下、このフローチャートに沿ってデューティ率学習値DALの学習手順について説明する。

【0083】先ず、ステップS120では、フィードバック制御開始時において実測した前述のタービン回転速度変化率NTA'が開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)の負側の所定の許容値X2（例えば、3REV/S<sup>2</sup>）の範囲以下であるか否かを判別する。ここに、開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)は、前述したように、車速センサ8によって検出されたSB時点の車速V<sub>SB</sub>に応じて、ECU6に予め記憶されたマップから読み出された負の値である。尚、この開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)は、車速V<sub>SB</sub>の変化に対してその変化量がそれほど大きくないため、マップを用いずにその平均的な値NT'av（例えば、-20REV/S<sup>2</sup>）に固定してもよい。

【0084】ステップS120の判別結果がYes（肯定）でタービン回転速度変化率NTA'が開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)の所定の許容値X2の範囲以下の場合には、第2クラッチ17に供給する作動油圧が高く係合が速くなっていると判定でき、次のステップS122において、デューティ率学習値DALを所定の補

正值 $\beta$ だけ小さくする（DAL=DAL- $\beta$ ）。これにより、第2クラッチ17に供給する作動油圧を減少させ、タービン回転速度変化率NTA'を開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)に近づけることができる。一方、ステップS120の判別結果がNo（否定）でタービン回転速度変化率NTA'が開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)の所定の許容値X2の範囲より大きい場合には、次にステップS124に進む。

【0085】ステップS124では、今度は、タービン回転速度変化率NTA'が開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)の正側の所定の許容値X2（例えば、3REV/S<sup>2</sup>）の範囲以上あるか否かが判別される。判別結果がYes（肯定）でタービン回転速度変化率NTA'が開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)の所定の許容値X2の範囲以上の場合には、第2クラッチ17に供給する作動油圧が低く係合が遅くなっていると判定でき、次のステップS126において、デューティ率学習値DALを所定の補正值 $\beta$ だけ大きくする（DAL=DAL+ $\beta$ ）。一方、ステップS124の判別結果がNo（否定）でタービン回転速度変化率NTA'が開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)の正側の所定の許容値X2の範囲より小さい場合には、次にステップS128に進む。

【0086】ステップS128では、ステップS120とステップS124の双方の判別結果により、タービン回転速度変化率NTA'が、負側と正側の所定の許容値X2の範囲内にあり、開始目標タービン回転速度変化率NT'(V<sub>SB</sub>)にほぼ等しい値と判定できることから、デューティ率学習値DALを補正せずに学習を終了する（DAL=DAL）。

【0087】このように学習されたガタ詰め時間 $t_F$ 、油圧解放時間 $t_R$ 及びデューティ率学習値DALの補正值は、次回実施される同一シフトモードのアップシフト制御に反映される。尚、特に、デューティ率学習値DALの補正值については、デューティ率学習値DALの補正がなされた基準デューティ率DA2またはトルク和（T<sub>T</sub>+T<sub>I</sub>）を記憶し、次回実施される、同一シフトモード、かつ、同一基準デューティ率DA2またはトルク和（T<sub>T</sub>+T<sub>I</sub>）があるいはその近傍となるようなアップシフト制御に反映するのがよい。

【0088】最後に、図6のフローチャートに戻り、ステップS24において、ステップS14の解放側制御における再結合制御の油圧再供給の実施毎に値1に設定されるフラグF(BB)を値0にリセットし（F(BB)=0）、一連の2-3アップシフト制御を終了する。以上のように、本発明に係る結合側制御においては、結合側の摩擦係合要素、つまり第2クラッチ17に供給する作動油圧のデューティ率DCを、タービントルクT<sub>T</sub>とイナーシャトルクT<sub>I</sub>との和（総トルク）に基づいて設定した基準デューティ率DA2からなるフィードバック制御デューティ率DU1としてフィードバック制御を開始し、さら



に、そのイナーシャトルク $T_I$ を決定する慣性モーメント $I_T$ をダンパクラッチ35の直結、非直結とによって慣性モーメント $I_a$ と慣性モーメント $I_b$ とで区別するようにしたので、フィードバック制御開始時にあっては、イナーシャトルク $T_I$ の大きさを左右する車速 $V$ がいかなる値であっても、結合側の第2クラッチ17に対して、常に、第2クラッチ17に作用する略全てのトルク値に応じた適正なフィードバック制御デューティ率 $D_{U1}$ の作動油圧、すなわち開始供給油圧を供給することができる。これにより、シフトショックの発生もなくシフトフィーリング良く変速が速やかに達成される。

【0089】尚、上記実施例では、2-3アップシフト変速制御について例示したが、1-2アップシフト、3-4アップシフト等についても上記変速制御は同様に実行される。また、上記実施例では、自動変速モードでの変速制御について説明したが、タービントルク $T_T$ とイナーシャトルク $T_I$ との和（総トルク）に基づいてマップから設定した基準デューティ率 $D_{A2}$ とデューティ率学習値 $D_{AL}$ からなるフィードバック制御デューティ率 $D_{U1}$ を、マニュアルシフトモードで変速する際のデューティ率 $D_C$ に適用することもでき、この場合にも、自動変速モードの場合と同様に、車速 $V$ がいかなる値であっても、結合側の第2クラッチ17には、第2クラッチ17に作用する略全てのトルク値に対応する適正な作動油圧が供給されることになり、シフトショックのない良好な手動変速が速やかに達成される。

【0090】また、上記実施例では、前進4段が達成可能な自動変速機2について説明したが、上記各制御は少なくとも前進2段以上の変速段を有する自動変速機であれば同様に適用することが可能であり、また、ここではアップシフト制御を対象に説明したが、上記各制御をダウンシフト制御に適用させることもできる。

【0091】

【発明の効果】以上、詳細に説明したように、本発明の請求項1の自動変速機の変速制御装置によれば、内燃エンジンの駆動力が流体継手を介して伝達される歯車変速機構を備えた自動変速機にあって、変速時、歯車変速機構の第一摩擦係合要素への油圧を解放してその係合を解除する一方、第二摩擦係合要素に油圧を供給してこれを係合させることにより第一変速段から第二変速段への変速が達成可能とし、変速中、第二摩擦係合要素への供給油圧をフィードバック制御する自動変速機の変速制御装置において、フィードバック制御開始直前に流体継手の出力側に作用する総トルクを検出するトルク検出手段と、フィードバック制御の開始時、第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を総トルクに基づいて設定する供給油圧設定手段とを備えるようにしたので、フィードバック制御開始時には、流体継手の出力側に作用する総トルクの大きさに応じただけの開始供給油圧を好適に結合側の第二摩擦係合要素に供給し、フィードバック制御を

伴う変速を常に良好かつ速やかに実施することができる。

【0092】また、請求項2の自動変速機の変速制御装置によれば、トルク検出手段は、流体継手の出力側の回転速度変化率と流体継手の慣性モーメントとから慣性トルクを算出する慣性トルク算出手段と、内燃エンジンの駆動トルクから流体継手の出力トルクを算出する出力トルク算出手段と、算出された慣性トルク及び出力トルクを加算して総トルクを算出する加算手段とを備えるようにしたので、流体継手の出力側の回転速度変化率及び流体継手の慣性モーメントとから算出した慣性トルクと内燃エンジンの駆動トルクから算出した出力トルクとの和に基づいて容易に総トルクを求めることができる。

【0093】また、請求項3の自動変速機の変速制御装置によれば、流体継手は入力側と出力側とを結合可能なクラッチを有し、慣性トルク算出手段は、クラッチの結合により入力側と出力側とが直結した状態とクラッチが結合していない非直結の状態の流体継手の慣性モーメントをそれぞれ区別して慣性トルクを算出するようにしたので、流体継手の入力側と出力側とを結合するクラッチが直結状態にあるときと非直結状態にあるときの各々の慣性トルクを別個に求めることで、クラッチの結合状態毎にその慣性トルクに応じた開始供給油圧を好適に設定できる。

【0094】さらに、請求項4の自動変速機の変速制御装置によれば、供給油圧設定手段は、フィードバック制御開始時の開始供給油圧を自動変速機の運転状態に応じて学習し最適値に補正する学習補正手段を含むようにしたので、フィードバック制御開始時の開始供給油圧を自動変速機の運転状態に応じて学習によって最適値に補正でき、より良好なフィードバック制御を実施できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る変速制御装置が適用されるパワープラント及びトルクコンバータの油圧制御回路の概略構成図である。

【図2】ダンパクラッチの制御領域を示したマップである。

【図3】図1の変速機本体内のギヤトレーンの概略構成図である。

【図4】図3のギヤトレーンの摩擦係合要素の油圧制御回路の概略構成図である。

【図5】図3のギヤトレーンの摩擦係合要素であるクラッチまたはブレーキを示す断面図である。

【図6】図1のECU（電子制御ユニット）が実行するアップシフト制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】図6に示す解放側制御のサブルーチンを示すフローチャートである。

【図8】図6に示す結合側制御のサブルーチンを示すフローチャートの一部である。



25

【図9】図8のフローチャートに続く、結合側制御のサブルーチンを示すフローチャートの残部である。

【図10】図8に示すタービントルク $T_T$ 演算のサブルーチンを示すフローチャートである。

【図11】図8に示すイナーシャトルク $T_I$ 演算のサブルーチンを示すフローチャートである。

【図12】図6に示すデューティ率学習値DAL学習のサブルーチンを示すフローチャートである。

【図13】タービン回転速度NT、解放側ソレノイド弁のデューティ率DR、結合側ソレノイド弁のデューティ率DC及び解放側と結合側のそれぞれの摩擦係合要素に供給される油圧の時間的変化を示す図である。

【図14】図1に示すダンパクラッチ35が非直結の状態を示すトルクコンバータ3の模式図である。

【図15】図1に示すダンパクラッチ35が直結された状態を示すトルクコンバータ3の模式図である。

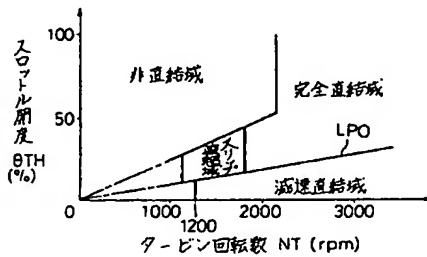
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 自動変速機

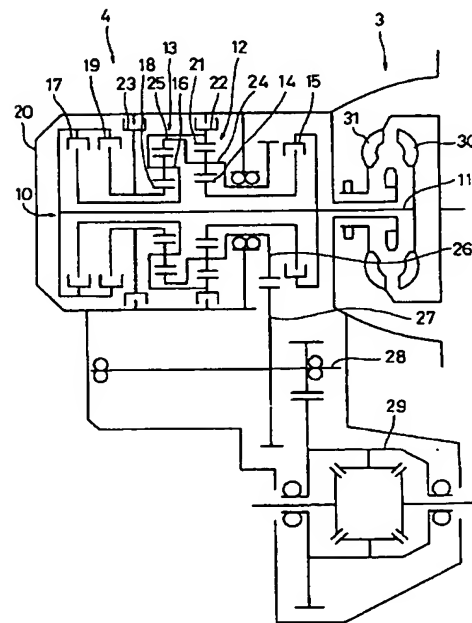
26

- 3 トルクコンバータ（流体継手）
- 4 変速機本体
- 5 油圧コントローラ
- 6 ECU（電子制御ユニット）
- 7 NT センサ
- 8 車速センサ
- 9 スロットルセンサ
- 9a エアフローセンサ
- 10 変速機構
- 15 第1クラッチ
- 17 第2クラッチ（第二摩擦係合要素）
- 19 第3クラッチ
- 22 第1ブレーキ
- 23 第2ブレーキ（第一摩擦係合要素）
- 30 タービン
- 35 ダンパクラッチ（ロックアップクラッチ）
- 41 ダンパクラッチコントロールバルブ
- 42 ダンパクラッチソレノイド弁

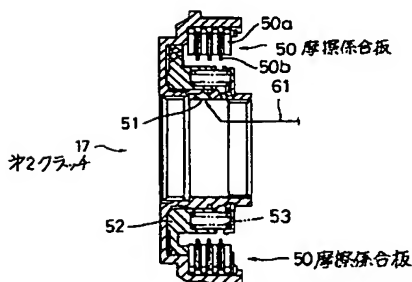
【図2】



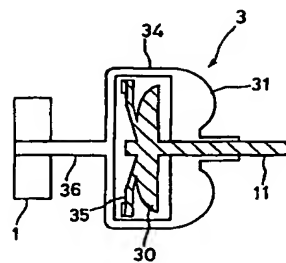
【図3】



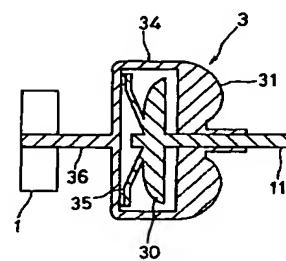
【図5】



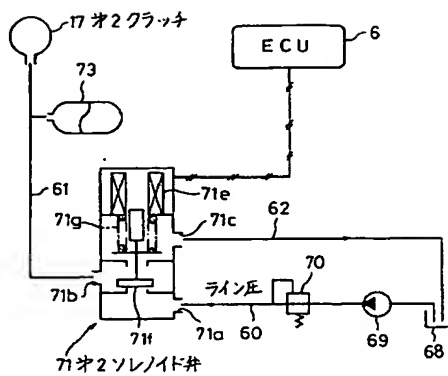
【図 14】



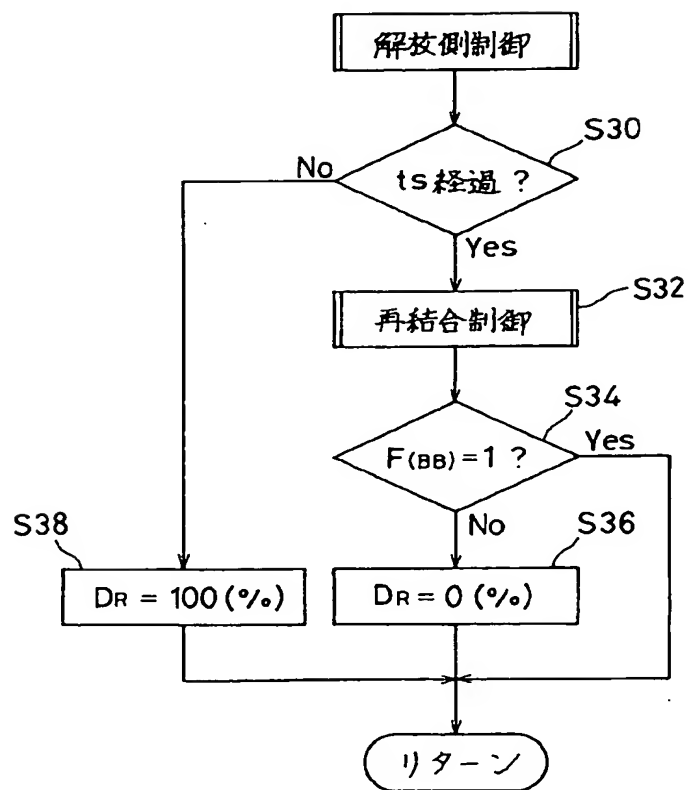
【図 15】



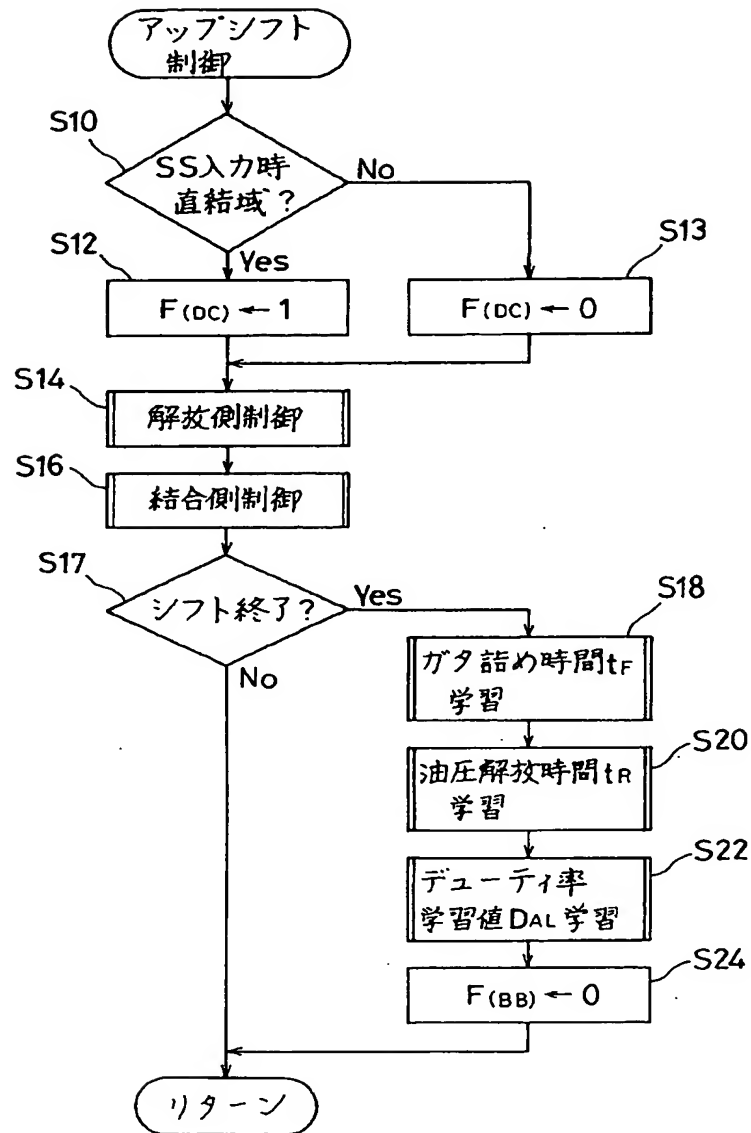
【図4】



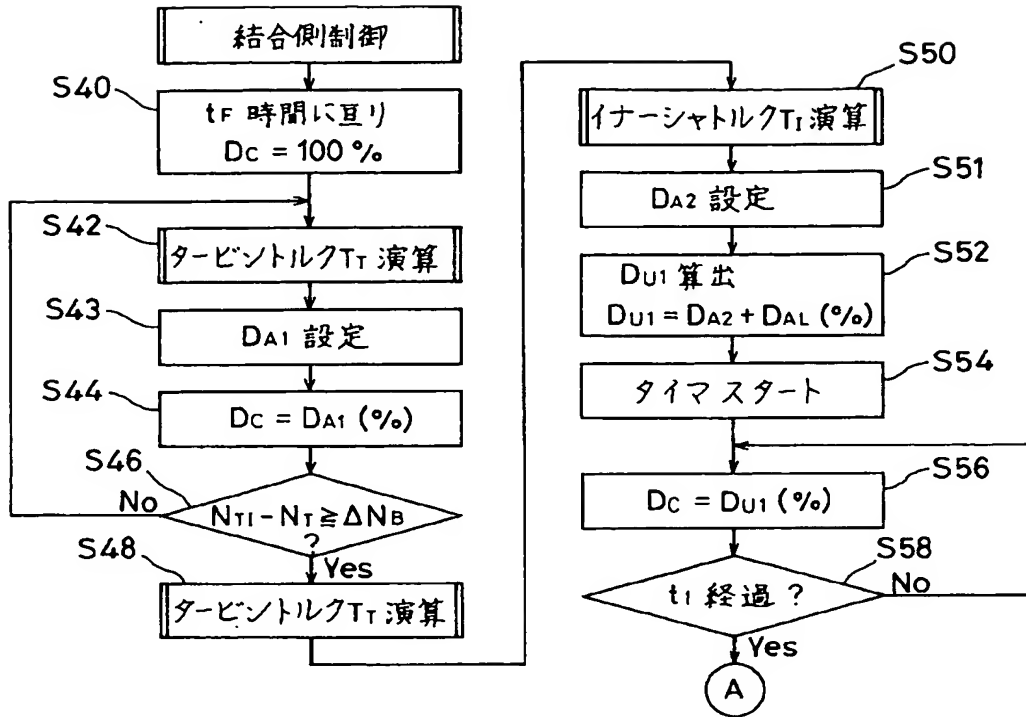
【図7】



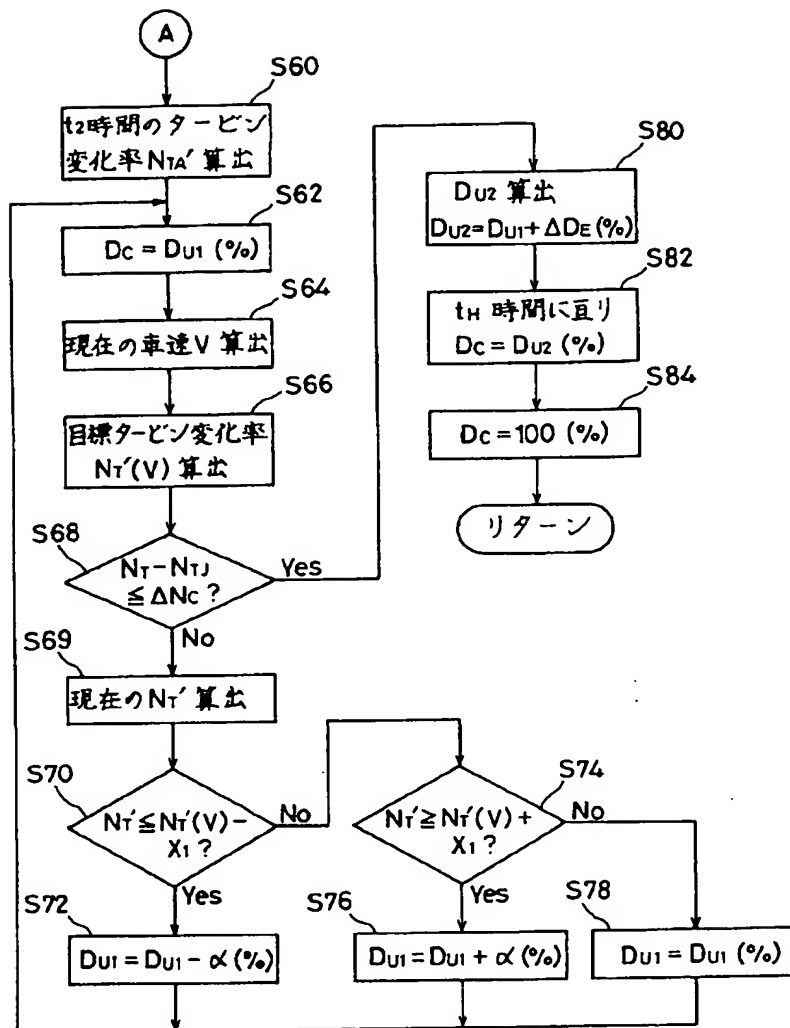
【図6】



【図8】

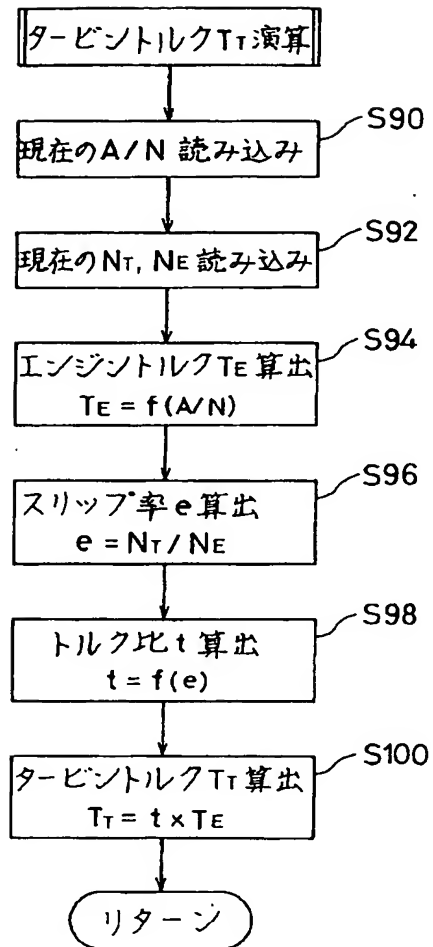


【図9】

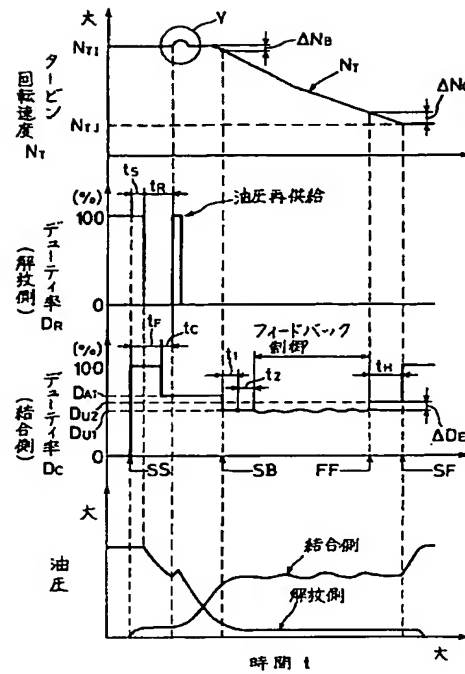




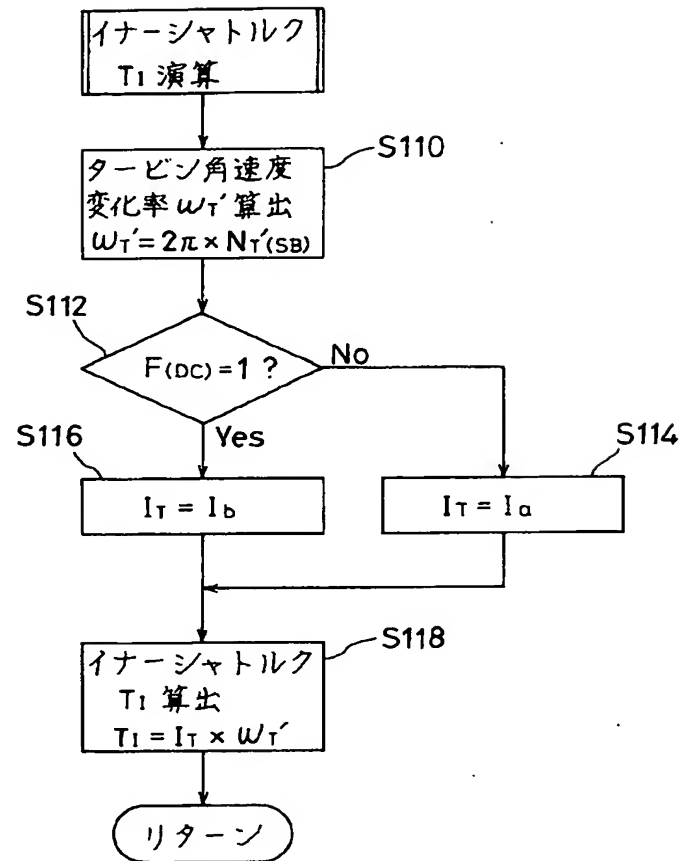
【図10】



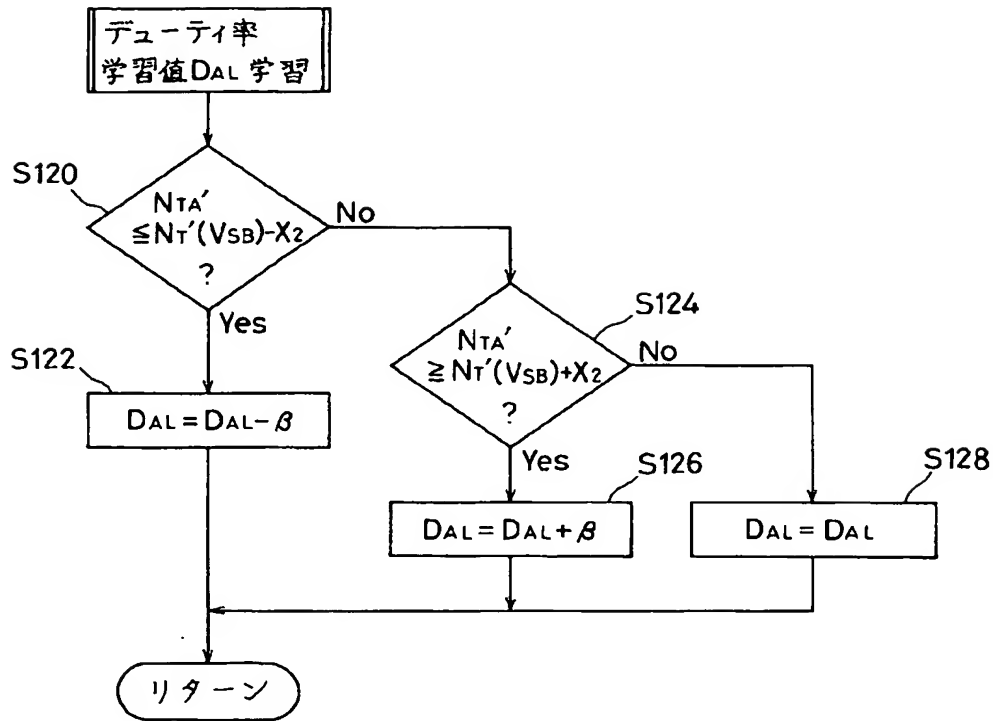
【図13】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

(72)発明者 片山 信行  
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車  
工業株式会社内

(72)発明者 宅間 寛  
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車  
工業株式会社内

(72)発明者 永吉 由昌  
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車  
工業株式会社内

(72)発明者 粟生 和夫  
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車  
工業株式会社内